تحلیل تأثیر پارامترهای هندسی و دینامیکی کامیونت بر انحراف عرضی ناشی از نابالانسی نیروی ترمزی*

(یادداشت پژوهشی)

موسی رضائی[۱] امین ترقی اسگوئی[۲] حسام الدین ارغند[۳]

چکیده *ایمنی خودروهای باری در حین ترمزگیری علاوه بر نابالانسی نیروی ترمزی، متأثر از تغییرات پارامترهای دینامیکی کامیونت ناشی از نحوهٔ بارگذاری آن می‌باشد. در مقالهٔ حاضر تأثیر پارامترهای دینامیکی، هندسی و نحوهٔ بارگذاری کامیونت بر انحراف عرضی آن در حضور نابالانسی نیروی ترمزی مورد مطالعه قرار گرفته است. بدین منظور برخی از پارامترهای دینامیکی مورد نیاز برای کامیونت مورد نظر با انجام تست‌های تجربی به‌دست آمده و در معادلات دینامیکی حاصل براساس فرض واقع‌بینانهٔ کاهش سرعت خودرو در حین ترمزگیری، اعمال شده است. سپس معادلات حاکم با استفاده از روش‌های عددی، حل شده است. در نتایج ارائه شده اثر پارامترهای دینامیکی و هندسی تأثیرگذار بر انحراف عرضی کامیونت و نحوهٔ بارگذاری مطلوب برای به حداقل رساندن مقدار انحراف عرضی در اثر ترمزگیری مورد بحث و بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهد که حالت بهینهٔ بارگذاری برای کاهش تأثیر خطای نیروی ترمزی در انحراف عرضی زمانی حاصل می‌شود که مرکز جرم خودرو به محور جلو نزدیک باشد.*

واژه‌های کلیدی خطای نیروی ترمزی، انحراف عرضی، پارامترهای هندسی و دینامیکی، دینامیک خودرو.

An Investigation on the Effects of Geometric and Dynamic Parameters on the Truck Lateral Deviation Due to the Braking Force Imbalance

M. Rezaee A.Taraghi Osguei H.A. Arghand

Abstract *Besides the braking force error, the dynamic and geometric parameters of a truck affect its safety during the braking process. In this paper, the effect of dynamic and geometric parameters and the way of loading on the dynamic behavior of a truck in the presence of the braking force error is studied. To this end, some dynamic parameters of the truck have been obtained experimentally and applied to the truck governing equations of motion. Then, by using the realistic assumption in which the velocity of the truck decreases with a constant rate during the braking process, the governing equations are solved using a numerical technique. Finally, the load distribution on the truck as well as the dynamic and geometric parameters which affect the truck lateral deviation, are discussed and the results are presented in appropriate figures. The results show that the best load distribution for decreasing the effect of braking force imbalance on lateral deviation, can be achieved when the mass center approaches the front axis.*

Key Words Brake force error, Lateral deviation, Geometric and dynamic parameters, Vehicle dynamic.

---

*تاریخ دریافت مقاله ۹۱/۱۱/۷ و تاریخ پذیرش آن ۹۲/۱۱/۵ می‌باشد.

(۱) نویسندهٔ مسئول: دانشیار گروه مهندسی مکانیک، دانشکدهٔ فنی مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز. m_rezaee@tabrizu.ac.ir

(۲) کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، دانشکدهٔ فنی مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز.

(۳) کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، دانشکدهٔ فنی مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز.

مقدمه

امروزه صنعت خودروسازی در نگرش جهانی، صنعتی مادر محسوب می‌شود و هر روز خودرویی نوین با کارایی بهتر به بازار ارائه می‌شود و زمینهٔ عمدهٔ رقابت در این صنعت رعایت نکات ایمنی و پارامترهای کاهش سوخت و آلودگی محیط زیست می‌باشد.

یکی از دانش‌های بسیار با اهمیت در زمینه خودرو، دینامیک خودرو است. این علم مرتبط با عملکرد کلی خودرو است و در واقع به بررسی و آنالیز حرکت خودرو به‌عنوان یک سیستم پویا می‌پردازد. رهاورد بررسی دینامیک خودرو، فراهم‌آوری طراحی بهینه در صنایع خودروسازی برای تأمین آسایش و ایمنی سرنشین، کنترل‌پذیری و پایداری است.

واکنش میان خودرو، راننده و محیط را می‌توان به‌صورت یک سیستم کنترلی مداربسته مدل کرد. لذا برای بهبود عملکرد سیستم کنترلی، ابتدا شناخت و مدل‌سازی هرچه دقیق‌تر رفتار دینامیکی خودرو تحت تأثیر عوامل مختلف موثر در موضوع مورد مطالعه ضروری است.

برای بررسی سیستم کنترلی خودرو، مطالعات زیادی در مورد تأثیر پارامترهای انسانی و محیطی بر روی تصادفات صورت گرفته است [1]. خودرو به‌عنوان سیستم کنترل‌شونده از بخش‌های زیادی تشکیل شده است که با هماهنگی هم کار می‌کنند و از میان این بخش‌ها سیستم‌های تعلیق، ترمز و فرمان، دینامیک حرکت را دیکته می‌کنند و عملکرد، فرمان‌پذیری و سواری خودرو به این سیستم‌ها وابسته است.

سیستم تعلیق که رابط میان جرم‌های فنربندی شده و فنربندی نشده است در مطالعات مختلفی مورد بررسی قرار گرفته است [2-4]. بخش دیگر خودرو سیستم ترمزگیری آن است که با توجه به نیازمندی‌های خودرو و ضرورت ایمنی خودرو و سرنشینان آن طراحی می‌شود. با توجه به اهمیت این سیستم برای بهبود عملکرد خودرو استفاده از عملگرهای هوشمند در سیستم ترمز و سیستم فرمان برای بررسی پایداری یاو خودرو مورد مطالعه قرار گرفته است [5]. برخی دیگر از این مطالعات بر روی تایرها متمرکز است، زیرا به غیر از نیروهای گرانشی و پسای آیرودینامیکی، سایر نیروهای وارد به خودرو از سوی تایرها و در سطح تماس تایر و جاده اعمال می‌گردند [6, 7]. بخشی از مطالعات نیز بر طراحی انواع جدیدی از ترمزهای پیشرفته متمرکز شده‌اند [8, 9]. به‌علاوه، رفتار خودرو در شرایط ترمزگیری و توقف اضطراری نیز مورد بررسی قرار گرفته است [10]. در سیستم‌های جدید، کنترل روی هر چرخ به‌صورت جداگانه انجام می‌گیرد تا نیروی لازم برای ترمزگیری فراهم شود. زیرا ممکن است به دلایل مختلف در سیستم ترمزگیری هر یک از چرخ‌ها اختلال ایجاد شود. در این راستا مطالعه روی رفتار دینامیکی خودرو در شرایطی که هر یک از چرخ‌ها قابلیت ترمزگیری را از دست بدهند صورت گرفته است [11]. علاوه بر آن امکان ایجاد نابالانسی نیروهای ترمزی بسیار زیاد است و برای طراحی سیستم‌های کنترلی جدید بررسی این پدیده مورد نیاز است [12, 13].

پایداری دینامیکی خودرو همواره یکی از موارد مورد مطالعه بوده است [14, 15] و یکی از پارامترهای تأثیرگذار بر روی آن نابالانسی نیروی ترمزی یا خطای نیروی ترمزی در طی فرآیند ترمزگیری می‌باشد که به اختلاف نیروی ترمزی چرخ‌های طرفین محور خودرو اطلاق می‌شود و مهم‌ترین عوامل ایجاد آن عبارتند از: خطای ناشی از عملگرهای ترمز و خطاهای ابعادی قطعات ترمز، وجود هر گونه اختلاف در پارامترهای سیستم تعلیق و نامیزانی فرمان و اختلاف در ضریب اصطکاک تایرهای طرفین محور که علت آن می‌تواند فرسودگی تایرها و ناهمگنی سطح جاده باشد.

یکی از عمده‌ترین تحقیقات صورت گرفته در این زمینه مطالعات الکساندر هاک [16] می‌باشد که به

بررسی تأثیر خطای نیروی ترمزی بر روی دینامیک خودرو پرداخته است. در این مطالعه با اعمال فرض ساده‌کننده و صرف‌نظر کردن از تغییرات سرعت در حین فرآیند ترمزگیری معادلات دینامیکی استخراج و حل شده است. در تکمیل این مدل، رضائی و همکاران [۱۷] با در نظر گرفتن فرضیات واقع‌بینانه‌تر، این فرآیند را مورد تحلیل قرار داده‌اند.

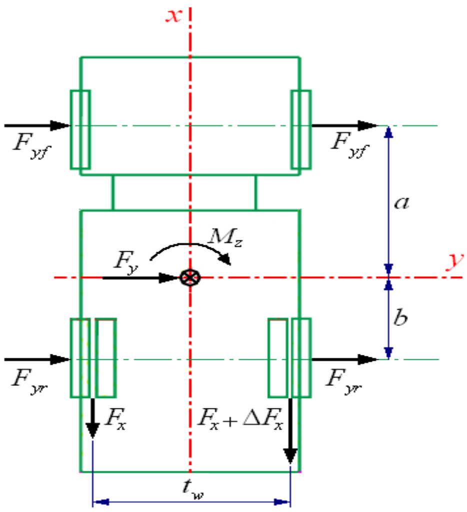
با توجه به این‌که بارگذاری کامیونت و نحوهٔ توزیع بار تأثیر مهمی بر پارامترهای دینامیکی آن دارد و میزان انحراف عرضی کامیونت در طی فرآیند ترمزگیری متأثر از پارامترهای دینامیکی و هندسی آن می‌باشد لذا در پژوهش حاضر با اعمال تئوری اصلاح شدهٔ هاک که توسط رضایی و همکاران [۱۷] برای یک خودروی باری (کامیونت آذرخش) ارائه شده است، تأثیر پارامترهای مختلف هندسی و دینامیکی و نحوهٔ بارگذاری بر انحراف عرضی خودرو در حضور نابالانسی نیروی ترمزی مورد بررسی قرار گرفته است.

نحوهٔ بارگذاری کامیونت و توزیع آن با تغییر سه پارامتر جرم، ممان اینرسی جرمی و محل مرکز جرم بار بر انحراف عرضی خوردرو اثر می‌گذارد که در تحقیق حاضر، میزان تأثیر هر کدام از موارد اخیر به‌صورت جداگانه مورد بررسی قرار گرفته است. ضمناً به‌منظور عدم نیاز به مراجعه به مرجع [۱۷] و کمک به خواننده، معادلات دینامیکی فرآیند ترمزگیری به‌صورت خلاصه در بخش ذیل ارائه می‌شود.

معادلات حاکم بر دینامیک ترمزگیری

برای مطالعهٔ تأثیر نابالانسی نیروی ترمزی بر روی انحراف عرضی کامیونت حین ترمزگیری مدلی با دو درجه آزادی در نظر گرفته شده و معادلات حرکت آن بر حسب زاویهٔ سمت‌گیری، $\psi(t)$، و انحراف عرضی خودرو، $Y(t)$، استخراج شده است.

در مدل ارائه شده در شکل (۱) نیروی ترمزی چرخ‌های طرفین محور جلو، برابر در نظر گرفته شده است. این فرض به دو دلیل وجود دارد: اول آن‌که در سیستم‌های ترمز هیبریدی در چرخ‌های جلو از عملگرهای هیدرولیکی و در چرخ‌های عقب از عملگرهای الکتریکی استفاده می‌کنند و در چنین حالتی خطای ترمزهای الکتریکی بیشتر از ترمزهای هیدرولیکی است. دوم آن‌که تأثیر نابالانسی نیروهای ترمزی چرخ‌های جلو عمدتاً وابسته به نوع خودرو و زاویهٔ ورودی فرمان است [16].



شکل ۱ مدل دینامیکی کامیونت حین ترمزگیری

با توجه به شکل (۱) و استفاده از قوانین نیوتن می‌توان معادلات حرکت را به شکل زیر نوشت:

$$ma_y = F_{yf} + F_{yr} + F_y \qquad \text{(۱-الف)}$$

$$I_{zz}\dot{\Omega} = F_{yf}\,a - F_{yr}\,b + M_z \qquad \text{(۱-ب)}$$

در معادلات بالا m جرم خودرو، I_{zz} ممان اینرسی خودرو حول محور یاو، a_y شتاب جانبی مرکز جرم خودرو، a و b به‌ترتیب فاصلهٔ محورهای جلو و عقب از مرکز جرم خودرو و t_w عرض خودرو می‌باشد. F_{yf} و F_{yr} به‌ترتیب نیروهای جانبی وارد بر تایرهای کامیونت در محورهای جلو و عقب هستند. M_z گشتاور اغتشاشی و F_y نیروی اغتشاشی جانبی است که می‌تواند ناشی از نیروی عرضی باد، نیروهای

آیرودینامیکی و یا شرایط جاده باشد. ΔF_x نابالانسی نیروی ترمزی یا خطای نیروی ترمزی است که ناشی از اختلاف نیروهای ترمزی چرخ‌های محور عقب خودرو می‌باشد.

مطابق مدل ارائه شده برای تایر، نیروهای جانبی متناسب با زاویهٔ لغزش تایر است [18].

$$F_{yf} = -c_f \alpha_f = -c_f \left(\frac{v_y + a\Omega}{v_x} - \delta \right) \quad (٢\text{-الف})$$

$$F_{yr} = -c_r \alpha_r = -c_r \frac{v_y - b\Omega}{v_x} \quad (٢\text{-ب})$$

در معادلات بالا، c_f و c_r به‌ترتیب بیانگر ضرایب سفتی جانبی تایرهای جلو و عقب است. α_f و α_r به‌ترتیب زوایای لغزش جانبی تایرهای محورهای جلو و عقب است. δ زاویهٔ فرمان چرخ‌های جلو و v_y و v_x به‌ترتیب سرعت‌های جانبی و طولی مرکز جرم خودرو در دستگاه مختصات متصل به خودرو می‌باشد.

از طرف دیگر رابطهٔ سینماتیکی زیر برای شتاب جانبی مرکز جرم خودرو برقرار است:

$$a_y = \dot{v}_y + v_x \Omega \quad (٣)$$

با قرار دادن معادلات (٣ و ٢) در معادلهٔ (١) داریم:

$$\dot{v}_y = a_{11}(v_x) v_y + a_{12}(v_x)\Omega + b_1 \delta + d_1 F_y \quad (٤\text{-الف})$$

$$\dot{\Omega} = a_{21}(v_x) v_y + a_{22}(v_x)\Omega + b_2 \delta + d_2 M \quad (٤\text{-ب})$$

با توجه به این‌که سرعت طولی خودرو، v_x، متناسب با شتاب ترمزگیری خودرو کاهش می‌یابد، بنابراین:

$$v_x = v_{x_0} + a_x t \quad (٥)$$

با در نظر گرفتن رابطهٔ (٥) ضرایب معادلات (٤-الف و ٤-ب) به‌صورت زیر به‌دست می‌آید:

$$\begin{aligned}
a_{11}(v_x) &= -\frac{C_f + C_r}{m(v_{x_0} + a_x t)} \\
a_{12}(v_x) &= \frac{-C_f a + C_r b}{m(v_{x_0} + a_x t)} - (v_{x_0} + a_x t) \\
a_{21}(v_x) &= \frac{-C_f a + C_r b}{I_{zz}(v_{x_0} + a_x t)} \\
a_{22}(v_x) &= -\frac{C_f a^2 + C_r b^2}{m(v_{x_0} + a_x t)} \\
b_1 &= \frac{C_f}{m} \; ; \; b_2 = \frac{aC_f}{I_{zz}} \\
d_1 &= \frac{1}{m} \; ; \; d_2 = \frac{1}{I_{zz}}
\end{aligned} \quad (٦)$$

با توجه به این‌که ضرایب دستگاه معادلات (٤) توابعی از زمان می‌باشند، ارائهٔ حل تحلیلی و دقیق برای آن کار ساده‌ای نیست. از این‌رو معادلات فوق با استفاده از روش‌های عددی حل شده و سرعت زاویه‌ای Ω و سرعت جانبی v_y استخراج می‌شوند.

با استخراج سرعت زاویه‌ای، زاویهٔ سمت‌گیری خودرو از معادلهٔ زیر قابل محاسبه است:

$$\psi(t) = \int_0^t \Omega(\tau) d\tau \quad (٧)$$

هم‌چنین با داشتن v_x ، v_y و ψ می‌توان سرعت طولی و عرضی خودرو در دستگاه مختصات مرجع ثابت را به‌صورت زیر استخراج کرد:

$$V_x = v_x \cos\psi - v_y \sin\psi \quad (٨\text{-الف})$$

$$V_y = v_x \sin\psi + v_y \cos\psi \quad (٨\text{-ب})$$

موقعیت طولی و جانبی خودرو نیز با انتگرال‌گیری از سرعت‌های متناظر بیان شده در دستگاه مختصات مرجع ثابت به‌دست می‌آید:

$$X(t) = \int_0^t V_x(\tau)d\tau$$ (۹- الف)

$$Y(t) = \int_0^t V_y(\tau)d\tau$$ (۹- ب)

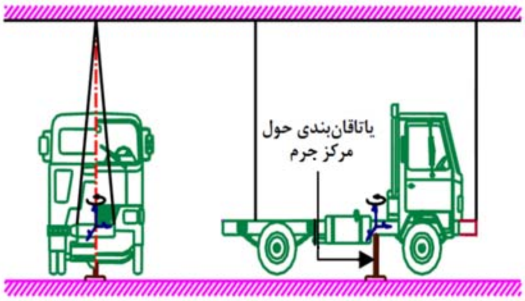
بدین ترتیب انحراف عرضی خودرو از مسیر مستقیم Y ، در اثر نیروی نابالانسی ترمز به‌دست می‌آید.

تعیین تجربی پارامترهای دینامیکی خودرو و حل عددی معادلات

پس از انجام مدل‌سازی مناسب و به‌دست آوردن معادلات حاکم بر سیستم دینامیکی، حل این معادلات با روش رونگ-کوتای مرتبهٔ ٤ انجام شده است. مقادیر پارامترهای مورد نیاز در حل عددی، مربوط به کامیونت آذرخش با بار کامل می‌باشد.

برای حل معادلات در این بخش به‌ازای تمام کمیت‌های مورد نیاز، مقادیر عددی استفاده شده و اثر تغییرات شتاب مورد بررسی قرار گرفته است. برخی از این کمیت‌ها با انجام آزمایش‌های تجربی و برخی دیگر از جمله ضرایب سفتی جانبی تایرهای جلو و عقب، از طریق استعلام از شرکت‌های سازنده به‌دست آمده است.

در تعیین ممان اینرسی جرمی خودرو از روش تعلیق دو سیمه استفاده شده است. برای انجام این تست که در شرکت خودروسازان دیزلی آذربایجان انجام گردید نیاز به تعبیهٔ بازوهایی در قسمت جلوی خودرو و در امتداد شاسی بود که قطعات مذکور تهیه و به شاسی خودرو متصل شد و پس از تعلیق خودرو مطابق شکل (۲) پریود نوسانات زاویه‌ای خودرو حول محور یاو اندازه‌گیری شد و برای افزایش دقت، این آزمایش چند بار تکرار گردید و از میانگین نتایج به‌دست آمده، ممان اینرسی جرمی خودرو محاسبه شد. البته روش‌های دیگری نیز برای تعیین خواص اینرسی خودرو وجود دارد [19]. پارامترهای دینامیکی و هندسی مورد نیاز در جدول (۱) ارائه شده است.



شکل ۲ تعیین تجربی ممان اینرسی جرمی خودرو به‌روش تعلیق دو سیمه

هم‌چنین تنظیمات لازم بر روی خودروی مورد استفاده در تست‌های تجربی مطابق با فرضیات صورت گرفته برای حل معادلات اعمال شد.

برای صحه‌گذاری و بررسی اثر فرض واقع‌بینانهٔ کاهش سرعت در حین ترمزگیری، منحنی‌های انحراف عرضی و زاویه‌ای کامیونت برای شتاب‌های مختلف در بازه زمانی محدود در مرجع [۱۷] ارائه شده است.

جدول ۱ پارامترهای دینامیکی و هندسی کامیونت

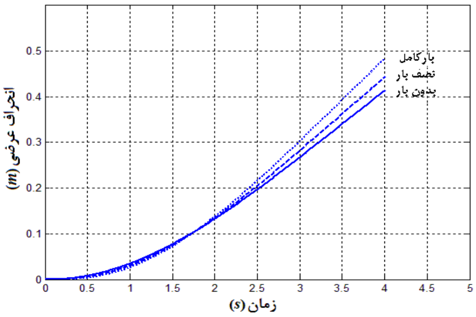
پارامتر	جرم	ممان اینرسی	ضریب سفتی تایرهای جلو	ضریب سفتی تایرهای عقب	فاصلهٔ مرکز جرم از محور جلو	فاصلهٔ مرکز جرم از محور عقب
نماد (واحد)	m (kg)	I_{zz}(kg.m2)	C_f (N/Rad)	C_r (N/Rad)	a (m)	b (m)
مقدار	٦۰۰۰	۱۰۲٦٥	٦٣۰۲٥	٦٨٧٥٥	۲/۲	۱/۱

با استفاده از تئوری ارائه شده توسط هاک [16] و با فرض ساده‌کنندهٔ ثابت بودن سرعت در طی فرآیند ترمزگیری، امکان به‌دست آوردن مقدار انحراف عرضی خودرو در لحظهٔ توقف وجود ندارد. چرا که با در نظر گرفتن این فرض، خودرو هرگز متوقف نخواهد شد و انحراف عرضی تا بی‌نهایت ادامه پیدا می‌کند. نتایج پژوهش‌های پیشین و نتایج حاصل از مدل واقع‌بینانه ارائه شده، در مقالهٔ دیگر از نویسندگان به‌صورت کامل‌تر مقایسه شده است و صحت مدل به اثبات رسیده است [۱۷].

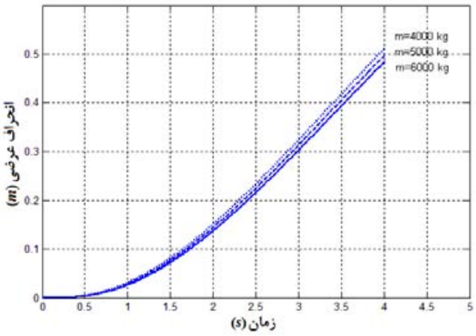
در ادامهٔ مقاله حاضر با در نظر گرفتن پارامترهای دینامیکی و هندسی حالت بارگیری کامل کامیونت آذرخش به‌عنوان حالت پایه، تأثیر تغییرات هر یک از این پارامترها شامل جرم، ممان اینرسی جرمی، موقعیت مرکز جرم، سفتی جانبی تایرها، سرعت اولیهٔ خودرو و گشتاور نابالانسی بر انحراف عرضی کامیونت مورد بررسی قرار می‌گیرد.

بررسی تأثیر نحوهٔ بارگذاری

براساس مقدار و نحوهٔ بارگذاری، پارامترهای مؤثر در ضرایب معادلات حرکت (٤-الف و ٤-ب) از جمله جرم، ممان اینرسی جرمی حول محور یاو و محل مرکز جرم تغییر می‌کنند. از این رو می‌توان سه حالت بارگیری خودرو شامل بار کامل، نصف بار و بدون بار را در نظر گرفت که در هر یک از این حالت‌ها بار به‌صورت یکنواخت و در کل اتاقک بارگیری توزیع شده است. ضرایب معادلات برای هر یک از این حالت‌ها محاسبه شده و منحنی‌های مربوط در شکل (۳) ارائه شده است. براساس منحنی‌های این شکل با افزایش بار، انحراف عرضی افزایش می‌یابد. ولی از آن‌جایی که هر سه پارامتر جرم، ممان اینرسی جرمی و محل مرکز جرم هم‌زمان تغییر می‌کنند، به بررسی تأثیر هر یک از این پارامترها با ثابت فرض کردن دو پارامتر دیگر می‌پردازیم.



شکل ۳ انحراف عرضی خودرو به‌ازای سه نوع بارگذاری مختلف در ٤ ثانیهٔ اول ترمزگیری

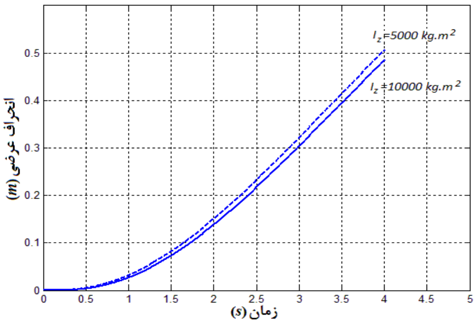


شکل ٤ منحنی انحراف عرضی خودرو به‌ازای تغییر جرم و ثابت نگه داشتن ممان اینرسی جرمی و محل مرکز جرم

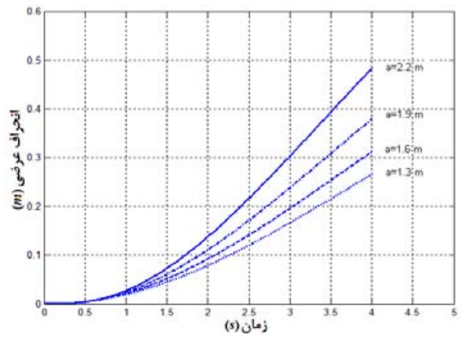
اثر جرم. اگر بار در مرکز جرم و به‌صورت متمرکز اعمال شود، ممان اینرسی جرمی خودرو حول محور یاو تغییر نخواهد کرد. لذا با در نظر داشتن این فرض و اعمال آن تغییرات انحراف عرضی خودرو به‌ازای سه جرم متفاوت در بازهٔ مجاز برای بارگیری خودرو و داشتن ممان اینرسی و مرکز جرم یکسان در هر سه حالت مورد بررسی قرار گرفته است که نتایج آن در شکل (٤) نشان داده شده است.

چنانچه این نتایج نشان می‌دهد، افزایش جرم موجب کاهش انحراف عرضی خودرو در حین ترمزگیری می‌شود. زیرا مقاومت خودرو در برابر افزایش انحراف عرضی به‌واسطهٔ افزایش جرم، بیشتر شده است.

اثر ممان اینرسی جرمی. توزیع بار در اتاقک بار کامیونت را می‌توان در حالت‌های مختلف به‌گونه‌ای تغییر داد که ضمن ثابت ماندن جرم و محل مرکز جرم خودرو، ممان اینرسی جرمی حول محور یاو تغییر کند. با در نظر گرفتن تغییرات ممان اینرسی جرمی در بازهٔ مورد قبول و ثابت فرض کردن سایر پارامترها می‌توان انحراف عرضی کامیونت را بررسی کرد. نتایج مربوط به دو حالت متفاوت که با تغییرات قابل توجه ممان اینرسی جرمی به‌دست آمده است، در شکل (٥) رسم شده‌اند.



شکل ٥ منحنی انحراف عرضی خودرو در برابر تغییر ممان اینرسی جرمی و ثابت نگه داشتن جرم و محل مرکز جرم



شکل ٦ منحنی تغییرات انحراف عرضی خودرو به‌ازای تغییر موقعیت مرکز جرم و ثابت نگه داشتن جرم و ممان اینرسی جرمی

چنانچه در شکل (٥) ملاحظه می‌شود، تغییرات قابل‌توجه در ممان اینرسی جرمی در اثر تغییر نحوهٔ توزیع بار باعث کاهش جزئی در مقدار انحراف عرضی خودرو شده است.

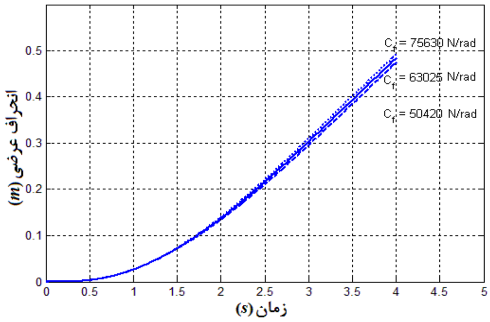
اثر جابه‌جایی مرکز جرم. با تغییر نحوهٔ توزیع بار بر روی اتاقک کامیونت می‌توان حالت‌های مختلفی را در نظر گرفت که ضمن ثابت ماندن جرم و ممان اینرسی جرمی خودرو حول محور یاو، مرکز جرم خودرو تغییر کند. فاصلهٔ بین دو محور کامیونت آذرخش مورد آزمون ۳/۳ متر است. اثر تغییرات فاصلهٔ مرکز جرم خودرو از محور جلو، a، در حالی که سایر پارامترها ثابت فرض شده است مورد بررسی قرار گرفته است. شکل (٦) چهار حالت متفاوت از توزیع بارگذاری و جابه‌جایی مرکز جرم را نشان می‌دهد.

نتایج ارائه شده در شکل (٦) نشان می‌دهد که افزایش فاصلهٔ مرکز جرم از محور جلو اثر شدیدی بر افزایش انحراف عرضی خودرو دارد. دلیل این افزایش قابل توجه، اثر جابه‌جایی مرکز جرم در افزایش زاویهٔ لغزش تایرهای محور جلوی کامیونت است.

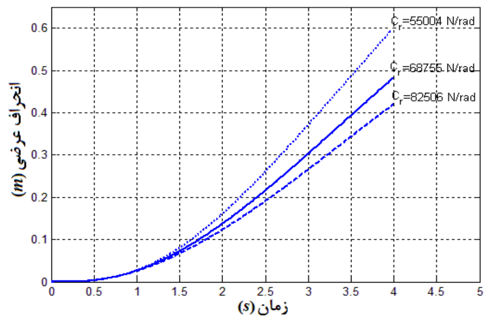
بررسی جداگانهٔ اثر پارامترهایی که با افزایش بار تغییر می‌کنند، نشان می‌دهد که جابه‌جایی مرکز جرم به سمت محور عقب خودرو اثر غالب را در منحنی‌های ارائه شده در شکل (۳) دارد، به‌گونه‌ای که ضمن افزایش جرم و ممان اینرسی جرمی در اثر افزایش بار، انحراف عرضی کامیونت افزایش یافته است.

بررسی تأثیر سفتی جانبی تایرها

در اثر تغییرات شرایط محیطی مانند دما، رطوبت و با توجه به نوع تایرها و همچنین شرایط سطح جاده و باد لاستیک‌ها، ضریب سفتی جانبی تایرها می‌تواند تغییر کند. سفتی تایرها در جهت مورد مطالعه کاملاً غیرخطی است، لذا برای بررسی تأثیر تغییر ضرایب سفتی جانبی تایرها در انحراف عرضی خودرو می‌توان تغییراتی در حدود ۲۰٪ را برای ضرایب سفتی در نظر گرفت. در شکل (۷) منحنی انحراف عرضی خودرو در برابر زمان به‌ازای تغییرات ۲۰± درصدی ضریب سفتی جانبی تایرهای محور جلو رسم شده و با مقدار مبنا مقایسه شده است.



شکل ۷ منحنی تغییرات زمانی انحراف عرضی خودرو به‌ازای تغییرات ٪۲۰± ضریب سفتی جانبی تایرهای جلو نسبت به مقدار مبنا ($C_f = 63025 N/Rad$)

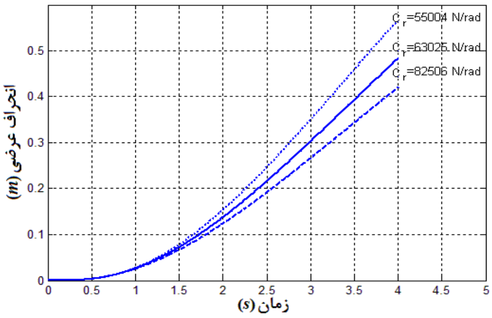


شکل ۸ منحنی تغییرات زمانی انحراف عرضی خودرو به‌ازای تغییرات ٪۲۰± ضریب سفتی تایرهای عقب نسبت به مقدار مبنا ($C_r = 68755 N/Rad$)

با توجه بـه شـکل (۷) مشـاهده مـی‌گـردد کـه بـا افزایش C_f انحراف عرضی افزایش جزئی می‌یابـد، کـه دلیـل آن تغییـر ضـرایب معـادلات (۴-الـف و ۴-ب) می‌باشد. به طریق مشابه می‌توان منحنی تغییرات زمـانی انحراف عرضی خودرو در برابر تغییرات ۲۰± درصدی در ضریب سفتی تایرهـای محـور عقـب را رسـم کـرد (شکل ۸).

با افزایش ضریب سـفتی جـانبی تایرهـای عقـب، انحراف عرضی کاهش می‌یابد. علـت اصـلی تغییـرات زیاد منحنی مربوط به تایرهای محور عقب، تعداد بیشتر تایرهای محور عقب نسبت بـه تعـداد تایرهـای محـور جلو در کامیونت است. با بررسی ضرایب ارائه شده در روابط (۲) مشاهده می‌شود که افزایش C_f و C_r تـأثیر متفاوتی روی ضرایب a_{12} و a_{21} معـادلات (۴-الـف و ۴-ب) دارد که دلیل تفاوت رفتار منحنی‌های ارائه شده در شکل‌های (۸ و ۷) است.

برای بررسی بهتر تأثیرات ضـرایب سـفتی جـانبی تایرها در انحراف عرضی خـودرو مـی‌تـوان مطـابق بـا شرایط ممکـن بـرای کامیونـت، بـا ثابـت نگـه داشـتن نسبت C_f / C_r، ضریب سـفتی جـانبی تایرهـای محـور عقب را ٪۲۰ تغییر داد (شکل ۹).



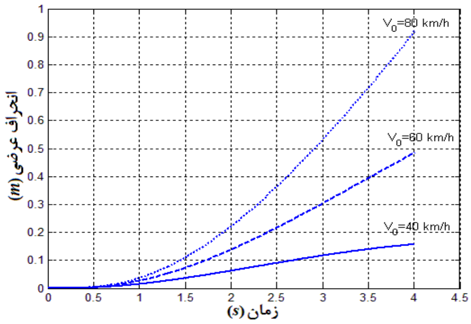
شکل ۹ منحنی تغییرات زمانی انحراف عرضی خودرو به‌ازای تغییرات ٪۲۰± ضریب سفتی تایرهای عقب و ثابت نگه داشتن نسبت C_f / C_r

با توجه به شکل (۹) مشاهده مـی‌گـردد کـه تـأثیر تغییر هم‌زمان مقدار سفتی جـانبی تایرهـای محورهـای جلو و عقب باعث کاهش انحراف عرضی می‌شود. زیرا چنانچه منحنی‌های رسـم شـده در شـکل (۸ و ۷) نیـز نشان می‌دهند، اثر تغییرات ضریب سفتی تایرهای عقب بر اثر تغییرات ضریب سفتی تایرهای جلو غلبه دارد.

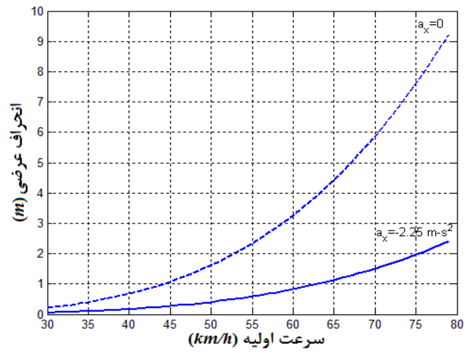
بررسی تأثیر سرعت اولیه

پارامتر دیگر ظاهر شده در معادلات حرکت که بر روی انحـراف زاویـه‌ای و عرضـی خـودرو اثرگـذار اسـت، سرعت طولی خودرو در شروع فرآیند ترمزگیری است.

منحنی تغییرات انحراف عرضـی نسـبت بـه زمـان به‌ازای سه مقدار متفاوت سرعت اولیـه در شـکل (۱۰) رسم شده است. افزایش قابل توجه انحراف عرضـی در اثر افزایش سرعت اولیه در ایـن شـکل قابـل مشـاهده می‌باشد.



شکل ۱۰ منحنی تغییرات انحراف عرضی نسبت به زمان به‌ازای سرعت‌های اولیه متفاوت



شکل ۱۱ منحنی تغییرات انحراف عرضی کامیونت در برابر تغییرات سرعت اولیه در لحظهٔ توقف به‌ازای دو حالت با در نظر گرفتن شتاب و بدون در نظر گرفتن شتاب

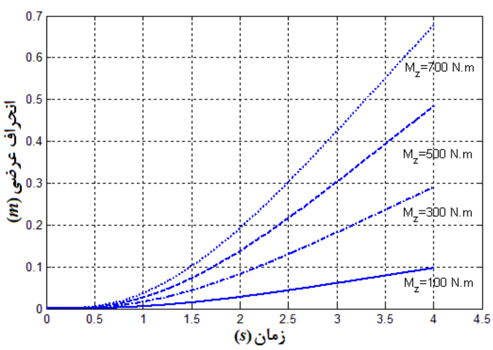
سرعت طولی خودرو بر روی مقدار سرعت و انحراف عرضی تأثیرگذار است، که این اثر در درجهٔ اول به‌طور مستقیم در این رابطه دیده می‌شود و ثانیاً در حل دستگاه معادلات (٤)، پارامتر سرعت طولی در مقدار سرعت و انحراف زاویه‌ای اثرگذار است.

شکل (۱۱) میزان انحراف عرضی کامیونت در لحظهٔ توقف در برابر سرعت اولیهٔ خودرو را نشان می‌دهد. منحنی رسم شده به‌ازای شتاب $a_x = -2.25 m/s^2$ در شکل (۱۱) نشان‌دهندهٔ مقدار انحراف عرضی کامیونت در لحظهٔ توقف، در برابر تغییرات سرعت اولیهٔ آن است. در منحنی دوم این شکل که به‌ازای شتاب $a_x = 0$ رسم شده است، با توجه به ثابت ماندن سرعت خودرو در صورت عدم وجود شتاب، محاسبهٔ انحراف عرضی در لحظهٔ توقف بی‌معنی است. لذا برای انجام مقایسه بین این دو حالت و مشاهدهٔ اثر شتاب، انحراف عرضی به‌ازای هر سرعت، در لحظهٔ متناظر با توقف خودرو با همان سرعت و شتاب $a_x = -2.25 m/s^2$ رسم شده است.

مقایسهٔ دو منحنی رسم شده در این شکل اثر چشم‌گیر شتاب در انحراف عرضی را نشان می‌دهد و مشاهده می‌گردد که نتایج ارائه شده بر پایهٔ مدل و فرضیات پژوهش پیشین در مرجع [16]، برای تحلیل انحراف عرضی ناشی از وجود خطای نیروی ترمزی قابل قبول نیست.

اثر گشتاور نابالانسی ناشی از خطای نیروی ترمزی

خطای نیروی ترمزی تایرهای طرفین خودرو گشتاور نابالانسی M_z را ایجاد می‌کند، که در دستگاه معادلات (٤) ظاهر شده است. لذا تغییرات M_z باعث تغییر مقدار انحراف عرضی خودرو می‌گردد. منحنی تغییرات انحراف عرضی به‌ازای ٤ گشتاور نابالانسی متفاوت در شکل (۱۲) رسم شده است. نتایج ارائه شده در شکل (۱۲) نشان دهندهٔ افزایش انحراف عرضی به‌ازای افزایش مقدار خطای نیروی ترمزی و در نتیجه گشتاور نابالانسی متناظر با آن است.



شکل ۱۲ منحنی تغییرات انحراف عرضی کامیونت در برابر زمان به‌ازای ٤ گشتاور نابالانسی متفاوت

نتیجه‌گیری

در پژوهش حاضر رفتار دینامیکی خودرو در حین فرآیند ترمزگیری در حضور خطای نیروی ترمزی بین تایرهای طرفین محور عقب مورد بررسی قرار گرفته است. بدین منظور پارامترهای مورد نیاز برای حل معادلات از طریق آزمایش‌های تجربی استخراج و معادلات حاکم با استفاده از روش‌های عددی حل شده است.

در این مقاله تأثیر پارامترهای هندسی و دینامیکی به‌طور جداگانه بر روی انحراف عرضی بررسی شده است و نتایج حاصل از این تحلیل‌ها نشان می‌دهد که کاهش سرعت در حین ترمزگیری اثر قابل توجهی بر انحراف عرضی آن دارد. به‌طوری که افزایش شتاب ترمزگیری موجب کاهش انحراف عرضی خودرو می‌گردد. لذا نمی‌توان از تئوری ارائه شده توسط الکساندر هاک با فرض ثابت بودن سرعت در حین ترمزگیری [16] برای برآورد انحراف عرضی خودرو استفاده کرد.

نحوهٔ بارگذاری کامیونت، سه پارامتر جرم، ممان اینرسی جرمی و موقعیت مرکز جرم را که در معادلات حرکت ظاهر می‌شوند تحت تأثیر قرار می‌دهد. بررسی جداگانهٔ این سه پارامتر نشان می‌دهد که افزایش هر یک از پارامترهای جرم و ممان اینرسی جرمی باعث کاهش انحراف عرضی می‌شود، حال آن‌که جابه‌جایی مرکز جرم به سمت محور عقب کامیونت موجب افزایش انحراف عرضی می‌گردد. در بارگذاری یکنواخت بر روی اتاقک بار کامیونت، اثر جابه‌جایی مرکز جرم بر افزایش جرم و ممان اینرسی جرمی غالب است و نهایتاً موجب افزایش انحراف عرضی کامیونت می‌گردد.

با توجه به نتایج به‌دست آمده، بهترین نحوهٔ بارگذاری برای کاهش انحراف عرضی ناشی از خطای نیروی ترمزی زمانی است که مرکز جرم بار تا حد امکان به محور جلو نزدیک باشد.

ضرایب سفتی جانبی تایرها نیز که در معادلات حرکت ظاهر شده‌اند بر روی انحراف عرضی خودرو تأثیر گذارند. به گونه‌ای که افزایش سفتی جانبی تایرهای جلو موجب افزایش اندک انحراف عرضی می‌شود، در صورتی که افزایش ضریب سفتی تایرهای محور عقب انحراف عرضی را کاهش می‌دهد. چنانچه سفتی تایرهای جلو و عقب هم‌زمان و متناسب با هم تغییر کند، اثر تغییرات سفتی تایرهای عقب غالب بوده و افزایش هم‌زمان سفتی تایرها موجب کاهش انحراف عرضی خودرو می‌گردد.

سرعت اولیهٔ خودرو در شروع فرآیند ترمزگیری نیز بر انحراف عرضی اثر گذار است. به‌طوری که هرچه سرعت اولیه در آغاز ترمزگیری بیشتر باشد، مقدار انحراف عرضی نیز بیشتر می‌شود. آزمایش‌های تجربی برای اندازه‌گیری انحراف عرضی خودرو با سرعت اولیهٔ مشخص، نشان‌دهندهٔ تطابق نتایج تجربی با نتایج تئوری حاصل از تحلیل مدل ارائه شده است. تحلیل تئوری انحراف عرضی در پایان ترمزگیری و لحظهٔ توقف بر پایهٔ تحلیل‌های پیشین امکان‌پذیر نیست؛ زیرا مطابق با فرض صورت گرفته برای حل تحلیلی مسأله از اثر شتاب صرف‌نظر شده است و لذا در این حالت خودرو هیچ‌گاه متوقف نمی‌شود. حال آن‌که بر پایهٔ فرض استفاده شده در این مقاله و حل عددی صورت گرفته، محاسبهٔ مقدار انحراف عرضی در لحظهٔ توقف امکان‌پذیر است و نتایج آن با نتایج تست‌های تجربی مطابقت می‌کند.

افزایش خطای نیروی ترمزی نیز که گشتاور نابالانسی را ایجاد می‌کند باعث افزایش انحراف عرضی خودرو می‌شود.

تشکر و سپاسگزاری

نویسندگان مقاله بر خود لازم می‌دانند از شرکت خودروسازان دیزلی آذربایجان به‌سبب فراهم آوردن شرایط انجام آزمایش‌های تجربی تشکر و قدردانی نمایند.

مراجع

1. Farmer, C.M. and Lund, A.K., "Rollover risk of cars and light trucks after accounting for driver and environmental factors" *Accident Analysis and Prevention*, 34, pp. 163-173,(2002).
2. Hac, A., "Rollover Stability Index Including Effects of Suspension Design", *SAE World Congress, Detroit, Michigan*, March 4-7, (2002).
3. Takano, S., Nagai, M., Taniguchi, T. and Hatano, T., "Study on vehicle dynamics model for improving roll stability", *JASE Review*, 24, pp. 149-156, (2003).
4. Zheng, X., Wu, J. and Zhou, Y., "Numerical analysis on dynamic control of five-degree-of-freedom Maglev Vehicle Moving on Flexible Guideways", *Journal of Sound and Vibration*, 235, pp. 43-61, (2000).
5. Poussot-Vassal, C., Sename, O., Dugard L. and Savaresi, S. M., “Vehicle dynamic stability improvements through gain-scheduled steering and braking control”, *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 49 (10) , pp. 1597-1621, (2011).
6. Zebala, J., Ciepka, P., Reza, A. and Janczur, R., "Influence of rubber compound and tread pattern of retreated tires on vehicle active safety", *Forensic Science International* 167, pp. 173-180, (2007).
7. Onoa, E., Asanoa, K., Sugaia, M., Itob, S., Yamamotob, M., Sawadac, M. and Yasuid, Y., "Estimation of automotive tire force characteristics using wheel velocity", *Control Engineering Practice*, 11, pp. 1361-1370, (2003).
8. Andrew, H., Gosline, C. and Hayward, V., "Eddy Current Brakes for Haptic Interfaces: Design, Identification and Control", *ASME Transactions on mechatronics*, 13(6), (2008).
9. Choi, S.B., "Antilock Brake System With a Continuous Wheel Slip Control to Maximize the Braking Performance and the Ride Quality", *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 16(5), (2008).
10. Kudarauskas, N., “Analysis of emergency braking of a vehicle”, *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 22(3), pp. 154-159, (2007).
11. Lukoseviciene O. and Sokolovskij, E., “Movement of the vehicle being braked when some wheels are incapable of braking or have lost touch with the road surface”, *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 21(1), pp. 8-11, (2006).
12. Xiang, W., Richardson, P., C., Zhao, C. and Mohammad, S., "Automobile Brake-by-Wire Control System Design and Analysis*", IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 57(1), (2008).
13. Eslamian, M., Mirzaei, M. and Alizade, G., "Enhancement of Vehicle Lateral Stability by Non-linear Optimal Control of Yaw Dynamics", *Mech. & Aerospace Eng. J.*, 2(3), (2007).
14. Anwar, S., "Predictive Yaw Stability Control of a Brake-By-Wire Equipped Vehicle via Eddy Current Braking", *American Control Conference, New York City, USA*, July 11-13 (2007).,
15. Schiebahn, M., Zegelaar, P.W., Lakehal-Ayat M. and Hofmann, O., “The yaw torque influence of active systems and smart actuators for coordinated vehicle dynamics controls”, *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 48(11), pp. 1269-1284, (2010).
16. Hac, A., "Effects of Brake Actuator Error on Vehicle Dynamics and Stability", *SAE World Congress, Detroit, Michigan*, April 11-14, (2005).

۱۷. رضائی، موسی، ارغند،حسام‌الدین، ترقی اسگوئی، امین، بافندگان، محمد، «مطالعهٔ تئوری و تجربی خطای نیروی ترمزی بر میزان انحراف عرضی خودرو» نشریهٔ علوم کاربردی و محاسباتی در مکانیک، سال بیست و سوم، شمارهٔ یک، (۱۳۹۰).
18. Wong, J.Y., "Theory of Ground Vehicles", Third Edition, John Wiley & Sons, (2001).
19. Rozyn M. and Zhang, N., “A method for estimation of vehicle inertial parameters”, *Vehicle System Dynamics: I. J. of Vehicle Mechanics and Mobility*, 48(5), pp. 547-565, (2010).